

***IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE***

Applicant: Yoichi FURUICHI et al.  
Title: SYSTEM AND METHOD OF CONTROLLING  
AUTOMATIC TRANSMISSION  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 02/10/2004  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

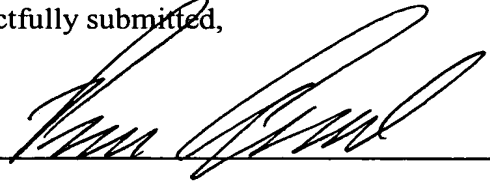
- JAPAN Patent Application No. 2003-032810 filed 02/10/2003.

Respectfully submitted,

Date February 10, 2004

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428  
Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

By

  
Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 3 年   2 月 1 0 日  
Date of Application:

出 願 番 号            特 願 2 0 0 3 - 0 3 2 8 1 0  
Application Number:

[ST. 10/C]:            [ J P 2 0 0 3 - 0 3 2 8 1 0 ]

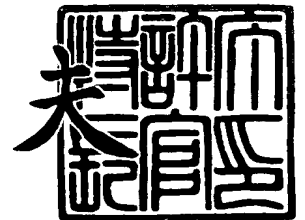
出   願   人            ジャトコ株式会社  
Applicant(s):



2 0 0 3 年   9 月   8 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康



【書類名】 特許願

【整理番号】 20022012

【提出日】 平成15年 2月10日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/00

【発明者】

【住所又は居所】 京都府船井郡八木町大字室橋小字山田 1 0 番地の 1 ダ  
イヤモンドマチック株式会社内

【氏名】 古市 曜一

【発明者】

【住所又は居所】 京都府船井郡八木町大字室橋小字山田 1 0 番地の 1 ダ  
イヤモンドマチック株式会社内

【氏名】 小野 雄己

【発明者】

【住所又は居所】 京都府船井郡八木町大字室橋小字山田 1 0 番地の 1 ダ  
イヤモンドマチック株式会社内

【氏名】 濱野 正宏

【発明者】

【住所又は居所】 京都府船井郡八木町大字室橋小字山田 1 0 番地の 1 ダ  
イヤモンドマチック株式会社内

【氏名】 今村 友一

【特許出願人】

【識別番号】 502341591

【氏名又は名称】 ダイヤモンドマチック株式会社

【代理人】

【識別番号】 100092978

【弁理士】

【氏名又は名称】 真田 有

【電話番号】 0422-21-4222

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 007696

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0213683

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動車用自動変速機の変速制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関の駆動力が流体継手を介して伝達される歯車変速機構を備えた自動変速機であって、変速段切替時には、前記歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放してその係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給して該第二摩擦係合要素を係合させることにより第一変速段から第二変速段への切替を達成可能として、変速段切替中、前記第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する、自動車用自動変速機の変速制御装置において、

車速又はこれに対応するパラメータ値に基づいて該第一変速段から該第二変速段へ切り替えた場合の前記流体継手の出力側の回転速度差を算出する回転速度差算出手段と、

前記変速段切替が、該内燃機関の出力が所定値以下の状況でのアップシフト切替の場合、前記フィードバック制御開始直前に、前記第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を前記回転速度差に基づいて設定する供給油圧設定手段と、を備えた

ことを特徴とする、自動車用自動変速機の変速制御装置。

【請求項 2】 前記供給油圧設定手段は、前記フィードバック制御開始直前に前記流体継手の出力側に作用するトルクに基づいて前記開始供給油圧の基本値を設定し該基本値を前記回転速度差に基づいて補正することにより前記開始供給油圧を設定することを特徴とする、請求項 1 記載の自動車用自動変速機の変速制御装置。

【請求項 3】 前記の回転速度差に基づいた補正により、前記回転速度差が小さい領域では前記回転速度差が大きい領域よりも前記開始供給油圧が大きな値に設定されることを特徴とする、請求項 2 記載の自動車用自動変速機の変速制御装置。

【請求項 4】 前記の回転速度差に基づいた補正により、前記回転速度差が所定値よりも小さい領域では前記開始供給油圧がほぼ一定に設定され、前記回転速度差が所定値よりも大きい領域では前記開始供給油圧が前記回転速度差の増大に応

じて小さくなるように設定されることを特徴とする、請求項3記載の自動車用自動変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記の回転速度差に基づいた補正は、予め設定されたマップに基づいて行なわれることを特徴とする、請求項3又は4記載の自動車用自動変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等に用いられる自動車用自動変速機の変速制御装置に係り、特に、結合側の摩擦係合要素の油圧制御に関する。

【0002】

【従来の技術】

自動車用自動変速機（以下、A/Tともいう）では、一般にプラネタリギヤによる変速機構が用いられ、油圧式の湿式多板クラッチ等の油圧摩擦係合要素を係合あるいは解放させることによりサンギヤやプラネタリキャリヤ等の連結あるいは固定を行って所望の変速段を得るようにしている。また、エンジン（内燃機関）と変速機構との間には流体継手であるトルクコンバータが介装されており、このトルクコンバータは入力側のポンプと出力側のタービンとからなり、発進時にはエンジンのトルクを増大させて変速機構に伝達し、変速時や急加減速時には伝達トルクの変動によるショックを吸収するようになっている。

【0003】

近年の自動変速機の変速機構では、ECU（電子制御ユニット）により油圧制御用のソレノイド弁をデューティ駆動制御するようにして、油圧摩擦係合要素の解放と結合とを行う電子制御式のものが多くなっている。このような自動変速機は、一般に、変速制御はスロットル開度と車速とをパラメータとするシフトマップに基づいて行われる。すなわち、運転状態がシフトマップ上のダウンシフトタイミングやアップシフトタイミングとなった時点で変速指令が出力され、この変速指令に応じて結合側摩擦係合要素に供給される作動油圧、あるいは解放側摩擦係合要素から排出される作動油圧を制御してギヤの掴み換えを行うようにする。

**【0004】**

この変速制御では、結合側摩擦係合要素に供給する作動油圧の初期値、すなわち開始供給油圧をエンジントルクから求められるタービントルク ( $T_T$ ) に応じて設定するようにしており、変速中にはデューティ駆動するソレノイド弁のデューティ率を最適値にフィードバック制御するようにし、速やかにその変速が達成されるよう作動油圧の適正化が図られている。

**【0005】**

このフィードバック制御では、予め設定された所定の変速時間と、予想されるタービン回転速度差とに基づいて目標タービン回転速度変化率を求め、実測により求まる実タービン回転速度変化率がこの目標タービン回転速度変化率に近づくように作動油圧を増減させるようにしている。これにより、結合側と解放側の摩擦係合要素が同時に結合したり同時に解放されたりすることなく良好に変速が達成される。

**【0006】**

さらには、フィードバック制御の安定化をはかるため、変速開始初期の目標タービン回転速度変化率と運転状態に応じて変化する実タービン回転速度変化率との偏差に応じて開始供給油圧を学習補正するようにしている（以上、特許文献1の段落0002～0005参照）。

そして、上記特許文献1や引用文献2には、アップシフト制御のうち、ドライバがアクセルペダルを踏み込んでエンジン出力所定値以上となっている（即ち、エンジンによって車両が駆動されている）際に行うアップシフト（パワーオンアップシフト）制御に関する技術が提案されている。

**【0007】**

つまり、変速後にタービン回転速度が遅くなるアップシフト時においてこのタービン回転速度差が大きくなると、タービンや変速機構はそれぞれ慣性モーメントを有するため、これらの慣性モーメントによる慣性トルクが結合側摩擦係合要素の係合に大きく関わることになるため、このような慣性トルクも考慮して流体継手の出力側に作用する総トルク（＝タービントルク＋慣性トルク）に基づいて開始供給油圧（係合初期油圧）を設定する技術が提案されている。

## 【0008】

一方、アップシフト制御のうち、ドライバがアクセルペダルから足を離してエンジン出力が所定値以下となっている（即ち、エンジンが車両によって駆動されるエンジnbrake状態若しくはコースティング状態となっている）際に行うアップシフト（リフトフットアップシフト又はパワーオフアップシフト）制御については、一般に次のように行なわれている。

## 【0009】

つまり、リフトフットアップシフト（LFアップシフト）時の係合初期デューティ率 $D_A$ を次式（1）により算出し設定している。

$$D_A = D_{A0} \cdot k_E + \Delta D_T + D_{AS} \quad \dots (1)$$

ただし、

$D_{A0}$ : 係合初期デューティ率ベース値

$k_E$ : エンジン回転速度補正係数（オイルポンプ吐出流量係数）

$\Delta D_T$ : A/T油温補正デューティ率

$D_{AS}$ : デューティ勾配項

このうち、係合初期デューティ率ベース値 $D_{A0}$ は次式（2）による。

$$D_{A0} = k_A \cdot T_T \cdot K_{AT} + D_{CA} \quad \dots (2)$$

$k_A$ : トルクデューティ変換率（%/（N・m））

$T_T$ : タービントルク演算値

$K_{AT}$ : トルク容量係数（定数）

$D_{CA}$ : 設定値

## 【0010】

## 【特許文献1】

特開平8-145157号公報

## 【特許文献2】

特開平8-93905号公報

## 【0011】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記の式（2）に示すように、係合初期デューティ率ベース値 $D_{A0}$



はタービントルク演算値 $T_T$ に応じたものに設定されるが、L F アップシフト時には、タービントルク演算値 $T_T$ はほぼ0か或いは微小な負トルク値となるので、車速の高低によらず、即ち、低車速であっても高車速であっても、係合初期デューティ率ベース値 $D_{A0}$ はほぼ等しくなる。したがって、係合初期デューティ率 $D_A$ も車速の高低によらずほぼ等しくなる。

#### 【0012】

しかし、このように、係合初期デューティ率 $D_A$ が車速の高低によらずほぼ等しくなると、結合側摩擦係合要素〈例えば、湿式多板クラッチ〉を係合させる油圧作動部材（例えば、クラッチピストン）のストロークが、低車速と高車速とで異なるものになる。つまり、低速時には、結合側摩擦係合要素の同期までの回転速度差が小さいため、係合油圧を与え始めてから同期までに要する時間が短くなり、高速時には、結合側摩擦係合要素の同期までの回転速度差が大きいため、係合油圧を与え始めてから同期までに要する時間が長くなる。

#### 【0013】

そして、同期までに要する時間が短い場合、油圧作動部材（クラッチピストン）のストローク（移動）が同期するタイミングの間に合わなくなり、同期したあとに（即ち、同期をオーバーシュートしてから）結合側摩擦係合要素（クラッチ）が係合することになる。このような係合遅れは、駆動系のショックを招く。また、同期までに要する時間が長い場合、油圧作動部材（クラッチピストン）のストローク（移動）が同期するタイミングよりも早過ぎることになり、同期を迎える前に結合側摩擦係合要素（クラッチ）が係合することになる。このように係合が早過ぎても、駆動系のショックを招き、車両に突き出し感などを招く。

#### 【0014】

本発明は、上述の課題に鑑み創案されたもので、リフトフットアップシフト時に油圧式の結合側摩擦係合要素の係合を車速に応じて円滑に行うことができるようにした、自動車用自動変速機の変速制御装置を提供することを目的とする。

#### 【0015】

##### 【課題を解決するための手段】

このため、本発明の自動車用自動変速機の変速制御装置は、内燃機関の駆動力

が流体継手を介して伝達される歯車変速機構を備えた自動変速機であって、変速段切替時には、前記歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放してその係合を解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給して該第二摩擦係合要素を係合させることにより第一変速段から第二変速段への切替を達成可能として、変速段切替中、前記第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御する、自動車用自動変速機の変速制御装置において、車速又はこれに対応するパラメータ値に基づいて該第一変速段から該第二変速段へ切り替えた場合の前記流体継手の出力側の回転速度差を算出する回転速度差算出手段と、前記変速段切替が、該内燃機関の出力が所定値以下の状況でのアップシフト切替の場合、前記フィードバック制御開始直前に、前記第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を前記回転速度差に基づいて設定する供給油圧設定手段と、を備えたことを特徴としている。

#### 【0016】

出力が所定値以下の状況、即ち、エンジンブレーキ状態若しくはコースティング状態でのアップシフト切替（リフトフットアップシフト）の場合、該第一変速段から該第二変速段へ切り替えた場合の前記流体継手の入力側の回転速度差は車速に応じて異なり、この回転速度差に応じて、前記第一摩擦係合要素の係合を解除してから前記第二摩擦係合要素を係合させる最適タイミングも異なるが、供給油圧設定手段では、該回転速度差に応じて前記第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を設定するので、前記第二摩擦係合要素を係合させるタイミングを、車速に応じて最適なものに設定できる。

#### 【0017】

前記供給油圧設定手段は、前記フィードバック制御開始直前に前記流体継手の出力側に作用するトルクに基づいて前記開始供給油圧の基本値を設定し該基本値を前記回転速度差に基づいて補正することにより前記開始供給油圧を設定することが好ましい。

また、前記の回転速度差に基づいた補正により、前記回転速度差が小さい領域では前記回転速度差が大きい領域よりも前記開始供給油圧が大きな値に設定されることが好ましい。

#### 【0018】

さらに、前記の回転速度差に基づいた補正により、前記回転速度差が所定値よりも小さい領域では前記開始供給油圧がほぼ一定に設定され、前記回転速度差が所定値よりも大きい領域では前記開始供給油圧が前記回転速度差の増大に応じて小さくなるように設定されることが好ましい。

前記の回転速度差に基づいた補正は、予め設定されたマップに基づいて行なわれることが好ましい。

#### 【0019】

##### 【発明の実施の形態】

以下、図面により、本発明の実施の形態について説明する。

図1～図11は本発明の一実施形態としての自動車用自動変速機の変速制御装置を示すものである。

図1は、本発明に係る変速制御装置を適用した乗用車のパワープラントの概略構成を示す図であり、図1に示すように、エンジン1の後端には自動変速機2が接続されており、エンジン（内燃機関）1の駆動力は自動変速機2を介して駆動輪（図示せず）に伝達される。自動変速機2は、トルクコンバータ3、変速機本体4、油圧コントローラ5から構成されており、車室内等に設置された自動変速機制御用のECU（電子制御ユニット）6により駆動制御される。変速機本体4は複数組のプラネタリギヤの他、油圧クラッチや油圧ブレーキ等の油圧摩擦係合要素を内蔵している。また、油圧コントローラ5には、一体に形成された油圧回路の他、ECU6によってデューティ駆動される複数のソレノイド弁（後述の図4には第2ソレノイド弁71だけを例示する）が収納されている。なお、このソレノイド弁は、後述する複数の摩擦係合要素毎にそれぞれ設けられている。

#### 【0020】

また、自動変速機2には運転モードを切り替える切替レバー（図示せず）が装着されており、運転者がこの切替レバーを操作することにより、パーキングレンジ、走行レンジ（例えば、1速段～4速段）、ニュートラルレンジ及び後退レンジ等の変速レンジの選択を手動で行えるようになっている。この走行レンジには自動変速モードと手動変速モード（マニュアルシフトモード）の2つの変速モードがあり、自動変速モードが選択された場合には、変速（変速段切替）は、エン

ジン回転速度（例えばトルクコンバータ 3 のタービン 30 のタービン回転速度  $N_T$ ）とエンジン負荷（例えばスロットル開度  $\theta_{TH}$ ）とに基づき予め設定されたシフトマップに従って自動的に実施される一方、マニュアルシフトモードが選択された場合には、変速段はこのシフトマップにかかわらず選択された変速段に固定されるか、又は、選択された変速段領域内に限定してシフトマップに従って自動的に実施される。

#### 【0021】

ECU 6 は、図示しない入出力装置、多数の制御プログラムを内蔵した記憶装置（不揮発性 RAM, ROM, 等）、中央処理装置（CPU）、タイマカウンタ等を備えており、その入力側には、トルクコンバータ 3 のタービン 30 のタービン回転速度  $N_T$  を検出する  $N_T$  センサ 7、車速  $V$  を検出する車速センサ 8、図示しないスロットルバルブの開度  $\theta_{TH}$  を検出するスロットルセンサ 9、エンジン 1 の吸入空気量を検出するエアフローセンサ 9a、フライホイールのリングギヤ 38 の回転からエンジン回転速度  $N_E$  を検出する電磁ピックアップ式の  $N_E$  センサ 39 等が接続されている。一方、出力側には、前述の油圧コントローラ 5 に収納された複数のソレノイド弁が接続されている。なお、ECU 6 にはこれらのセンサの他、変速レンジの切替位置を検出するインヒビタスイッチ、スロットルバルブの閉鎖状態を検出するアイドルスイッチ等、種々のセンサやスイッチ類が接続されている。

#### 【0022】

トルクコンバータ 3 は、ハウジング 37、ケーシング 34、ポンプ 31、ステータ 32、タービン 30 等を含む流体継手から構成されており、ポンプ 31 はケーシング 34 を介して入力軸たる駆動軸 36 に連結されている。また、ステータ 32 はワンウェイクラッチ 33 を介してハウジング 37 に連結され、タービン 30 は出力軸たる変速機本体 4 のインプットシャフト 11 に連結されている。更に、トルクコンバータ 3 内には、ケーシング 34 とタービン 30 との間に湿式単板型のダンパクラッチ（ロックアップクラッチ）35 が介装され、このダンパクラッチ 35 の係合により駆動軸 36 とインプットシャフト 11 とが直結可能となっている。ダンパクラッチ 35 は、油路 65、66 を介して、油圧コントローラ 5

内のダンパクラッチ油圧制御回路 40 から供給される作動油により駆動される。

#### 【0023】

ダンパクラッチ油圧制御回路 40 の中心をなすダンパクラッチコントロールバルブ 41 は、ダンパクラッチ 35 への供給油圧を制御するスプール弁 43、該スプール弁 43 の両端に位置する左端室 44 と右端室 45、両室 44、45 にパイロット圧を導入する油路 46、47、スプール弁 43 を図中右方向に付勢するスプリング 48 及び常閉型のダンパクラッチソレノイド弁 42 等から構成されている。左端室 44 側への油路 46 は分岐油路 49 を介してソレノイド弁 42 に接続されており、ソレノイド弁 42 が閉鎖状態（すなわち OFF 位置）の場合には、左端室 44 と右端室 45 とのパイロット圧が均衡して、スプリング 48 に付勢されたスプール弁 43 が図中右方向に移動する。また、ソレノイド弁 42 が開放状態（すなわち ON 位置）の場合には、左端室 44 内のパイロット圧が抜かれ、右端室 45 側のパイロット圧に付勢されることによりスプール弁 43 が図中左方向に移動する。尚、油路 46、分岐油路 49 にはそれぞれオリフィス 46a、49a が形成されており、パイロット圧の急激な変動が防止される。

#### 【0024】

スプール弁 43 が右方向に移動すると、油路 65 を介してケーシング 34 とダンパクラッチ 35 との間にトルクコンバータ潤滑油圧（リリース圧）が供給され、同時に油路 66 を介してケーシング 34 から作動油が排出され、ダンパクラッチ 35 が解放状態（非直結状態）となり、駆動軸 36 の回転はポンプ 31 の吐出圧でタービン 30 が回転させられることによってインプットシャフト 11 に伝達される。一方、スプール弁 43 が左方向に移動すると、油路 65 を介してケーシング 34 とダンパクラッチ 35 との間の作動油が排出され、同時に油路 66 を介してケーシング 34 内にコントロールバルブ 41 の調圧に基づくアプライ圧が供給され、ダンパクラッチ 35 が結合状態（完全直結状態）となり、駆動軸 36 の回転は直接インプットシャフト 11 に伝達されるようになる。

#### 【0025】

このように、ダンパクラッチ 35 の断接は、スプール弁 43 の位置すなわち左端室 44 と右端室 45 とに供給されるパイロット圧の圧力差より決定され、この

圧力差はソレノイド弁 42 をデューティ駆動することにより制御される。例えば、ECU 6 がソレノイド弁 42 を 100% のデューティ率で駆動すると、左端室 44 内のパイロット圧が分岐油路 49、ソレノイド弁 42 を介してほぼ完全に排出され、スプール弁 43 は左端に移動し、上述したアプライ圧の作用によりダンパクラッチ 35 が完全直結状態となる。また、ソレノイド弁 42 を 0% のデューティ率で駆動すると（すなわち、全く駆動させなければ）、左端室 44 内と右端室 45 内とのパイロット圧が均衡するためスプリング 48 に付勢されてスプール 43 は右端に移動し、上述したリリース圧の作用によりダンパクラッチ 35 が非直結状態となる。そして、所定のデューティ率（例えば、25～35%）で駆動すれば、低いアプライ圧状態を作り出すことができ、ダンパクラッチ 35 は半クラッチ状態となる。尚、コントロールバルブ 41 の出力圧であるリリース圧及びアプライ圧の入力圧には、後述するレギュレータ弁により調圧されたライン圧が使用される。

#### 【0026】

通常、ECU 6 は変速制御中である場合を除き、図 2 に示すマップに基づいて、ダンパクラッチ 35 の駆動制御を行う。このマップにおいて、横軸はタービン回転速度  $N_T$  であり、縦軸はスロットル開度  $\theta_{TH}$  である。図 2 に示すように、タービン回転速度  $N_T$  が比較的高く、かつスロットル開度  $\theta_{TH}$  がパワーオンライン  $L_{P0}$  よりも大きいパワーオン状態の場合は、殆どの領域が完全直結域となり、ダンパクラッチ 35 は完全直結制御される。すなわち、前述したようにコントロールバルブ 41 からケーシング 34 内にアプライ圧が供給される一方、ダンパクラッチ 35 とケーシング 34 との間からリリース圧が排出され、ダンパクラッチ 35 が結合する。なお、パワーオンライン  $L_{P0}$  上では、理論的にはエンジン回転速度  $N_E$  とタービン回転速度  $N_T$  とが一致し、加速も減速も行われない。但し、実際にはエンジン出力のばらつきにより、若干は加速されたり、減速されたりすることがある。

#### 【0027】

また、スロットル開度  $\theta_{TH}$  がパワーオンライン  $L_{P0}$  よりも小さいパワーオフ状態の場合は、タービン回転速度  $N_T$  がアイドル回転速度より若干高い領域（本実

施例では、1200rpm) 以上で全て減速直結域となる。減速直結域においては、ダンパクラッチ35には必要最小限のアプライ圧が供給され半クラッチ状態となり、エンジン1と変速機本体4とが所定のスリップ量をもってダンパクラッチ35を介して直結される。そして、急制動時等にはダンパクラッチ35がすばやく解除されエンジンストールが回避できる。尚、この減速直結時には、エンジン1の回転を維持しながら燃料供給を停止することもできるため、燃費の向上には多大な効果を奏する。

#### 【0028】

図3は、前進4段、後進1段が達成可能な自動変速機本体4内のギヤトレーンを示した概略図である。図3に示すように、タービン30にはインプットシャフト11が接続されており、このインプットシャフト11には、変速機構10として、第1、第2プラネタリギヤ12、13の他、第1プラネタリギヤ12のサンギヤ14をインプットシャフト11に結合する第1クラッチ15、第2プラネタリギヤ13のピニオンキャリア16をインプットシャフト11に結合する第2クラッチ17、第2プラネタリギヤ13のサンギヤ18をインプットシャフト11に結合する第3クラッチ19が保持されている。また、変速機本体4のケーシング20には、第1プラネタリギヤ12のインターナルギヤ21を固定し、反力要素となる第1ブレーキ22と、第2プラネタリギヤ13のサンギヤ18を固定し、反力要素となる第2ブレーキ23とが取り付けられている。インプットシャフト11の回転は、第1プラネタリギヤ12のピニオンキャリア24、ピニオンキャリア24に連結されたドライブギヤ26及びドリブンギヤ27を介してカウンタシャフト28に伝達され、更にデファレンシャルキャリア29に伝達される。

#### 【0029】

なお、第1プラネタリギヤ12のインターナルギヤ21と第2プラネタリギヤ13のピニオンキャリア16、第1プラネタリギヤ12のピニオンキャリア24と第2プラネタリギヤ13のインターナルギヤ25はそれぞれ結合されており、それらは一体に回転する。図4は摩擦係合要素の油圧制御回路の一部を示し、該油圧回路は、摩擦係合要素、例えば第2クラッチ17への油圧の給排を制御する

ソレノイド弁、例えば第2ソレノイド弁71を備えている。この第2ソレノイド弁71は、常閉型の2位置切替弁で、3箇所ポート71a、71b、71cを有している。

#### 【0030】

第1ポート71aには、オイルパン68から作動油を汲み上げるオイルポンプ69に延びる第1油路60が接続されており、この第1油路60には、調圧弁（レギュレータ弁）70が介在され、所定圧に調圧された作動油圧（ライン圧）がソレノイド弁や前述したコントロールバルブ41等へ供給されている。また、第2ポート71bには、第2クラッチ17に延びる第2油路61が、第3ポート71cには、オイルパン68へ作動油を排出する第3油路62がそれぞれ接続されており、第2油路61には、アキュムレータ73が介在されている。

#### 【0031】

第2ソレノイド弁71は、ECU6に電氣的に接続されており、ECU6からの駆動信号により、デューティ制御が実行される。そして、ソレノイド71eが消勢されている場合には、弁体71fは、リターンスプリング71gに押圧されて第1ポート71aと第2ポート71bの連通を遮断するとともに、第2ポート71bと第3ポート71cを連通させる。一方、ソレノイド71eが付勢されている場合には、弁体71fは、リターンスプリング71gに抗してリフトし、第1ポート71aと第2ポート71bを連通させるとともに、第2ポート71bと第3ポート71cとの連通を遮断する。

#### 【0032】

ECU6からソレノイド弁、例えば第2ソレノイド弁71へ供給されるデューティ率が100%の場合には、摩擦係合要素、例えば第2クラッチ17へ供給される作動油圧は調圧弁70により調圧されたライン圧となる。一方、デューティ率の減少に応じて第2クラッチ17へ供給される油圧は小になり、デューティ率0%の場合には、弁体71fはリターンスプリング71gにより第1ポート71aと第2ポート71bとの連通を遮断するとともに、第2ポート71bと第3ポート71cとを連通させ、第2クラッチ17から作動油を排出することになる。

#### 【0033】



図5は、第2クラッチ17の断面詳細図である。図5に示すように、この第2クラッチ17は、多数の摩擦係合板50を備えている。これら摩擦係合板50は、インプットシャフト11と一体に回転するクラッチプレート50aと、ピニオンキャリア16と一体に回転するクラッチディスク50bとから構成されている。この第2クラッチ17の結合時には、第2ソレノイド弁71によって油圧制御された作動油が、第1油路61からポート51を介して第2クラッチ17に供給され、ピストン52が往動して各摩擦係合板50のクラッチプレート50aとクラッチディスク50bとが結合する。一方、解放時には、リターンスプリング53によりピストン52が押し戻されることにより、作動油がポート51、第1油路61、第2ソレノイド弁71、第2油路62を介して排出され、クラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの摩擦係合は解放される。

#### 【0034】

この第2クラッチ17のクラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの間には、解放時において引きずり現象が発生することなく、完全に解放状態になるように、十分なクリアランス（ガタ）が設けられている。従って、結合時にあっては、クラッチプレート50aとクラッチディスク50bとが結合状態に入る前に、先ず、該クリアランス（ガタ）を略ゼロにし、無効ストロークを解消するための所謂ガタ詰め操作が実施される。

#### 【0035】

なお、第1クラッチ15、第2ブレーキ23等については、第2クラッチ17と略同一の構成であるから、それらの説明は省略する。

以上のような構成の変速機本体4を持つ自動変速機2では、切替レバーが走行レンジの自動変速モードに選択されて走行しているとき、前述したように車速センサ7で検出される車速V及びスロットルセンサ8で検出されるスロットル開度 $\theta_{TH}$ に応じて上述の第1～第3クラッチ15、17、19及び第1～第2ブレーキ22、23等の摩擦係合要素が、各々に設定されたソレノイド弁によってデューティ駆動制御され、表1に示すような結合あるいは解放の組み合わせにより、自動的に各変速段が確立されるようになっている。表1の○が各クラッチあるいは各ブレーキの結合を示している。

【0036】

【表1】

変速段	摩擦係合要素				
	第1クラッチ15	第2クラッチ17	第3クラッチ19	第1ブレーキ22	第2ブレーキ23
1速段	○			○	
2速段	○				○
3速段	○	○			
4速段		○			○
後退レンジ			○	○	

【0037】

変速時においては、所定のデューティ率に設定された駆動信号が所定の出力パターンで油圧コントローラ5の各ソレノイド弁に供給され、シフトフィーリングの良い最適な変速制御が実行される。

特に、ドライバがアクセルペダルから足を離れた状況、即ち、エンジnbr레이크若しくはコースティング状態でのアップシフト切替（リフトフット（LF）アップシフト）時に、結合側の摩擦係合要素（第二摩擦係合要素）等を適切に制御するために、ECU6には、タービントルク $T_T$ を演算する機能（タービントルク演算手段）6aや、車速（又はこれに対応するパラメータ値）に基づいて変速段をアップシフト切替した場合のトルクコンバータの出力側の回転速度差を算出する機能（回転速度差算出手段）6bや、第二摩擦係合要素等への供給油圧を設定設定する機能（供給油圧設定手段）6c等をそなえている。

【0038】

なお、供給油圧設定手段6cの特徴的な機能としては、LFアップシフトの場合、フィードバック制御開始直前に、結合側の摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を前記回転速度差に基づいて設定するようになっている点である。

図7～図9は、このようなL Fアップシフト時にE C U 6が実行するアップシフト変速制御を示すフローチャートであり、また、図10は、これらのフローチャートの解放側制御及び結合側制御に基づく、タービン回転速度 $N_T$ 、解放側摩擦係合要素のソレノイド弁への供給信号デューティ率 $D_R$ 、結合側摩擦係合要素のソレノイド弁への供給信号デューティ率 $D_C$ 及び解放側と結合側の摩擦係合要素に供給される油圧の時間変化を示したグラフであり、以下L Fアップシフト変速制御を図7～図9に基づいて説明する。

#### 【0039】

なお、アップシフト時の結合側摩擦係合要素（第二摩擦係合要素）とは、表1から明らかなように、1速段から2速段への1-2アップシフトに関しては第2ブレーキ23を、2速段から3速段への2-3アップシフトに関しては第2クラッチ17を、3速段から4速段への3-4アップシフトに関しては第2ブレーキ23をそれぞれ示し、解放側摩擦係合要素（第一摩擦係合要素）とは、1-2アップシフトに関しては第1ブレーキ22を、2-3アップシフトに関しては第2ブレーキ23を、3-4アップシフトに関しては第1クラッチ15をそれぞれ示す。

#### 【0040】

図7は、例えば2速段（第一変速段）から3速段（第二変速段）へのL Fアップシフト時の主制御であるL Fアップシフト制御ルーチンを示しており、以下この2-3アップシフトを例に説明する。

まず、ステップS14において、摩擦係合要素の解放側のデューティ率 $D_R$ を制御する解放側制御を実施する。この解放側制御では、図10に示すように、制御開始指令と共にデューティ率 $D_R$ を100%から0%に切り替え、第2ブレーキ23から油圧の解放を行う。

#### 【0041】

次に、ステップS16に進み、摩擦係合要素の結合側のデューティ率 $D_R$ を制御する結合側制御を実施する。

この結合側制御では、図10に示すようにS S時点でE C U 6から変速指令（S S）が出力されると、図8に示すように、先ず、ステップS40で、クラッチ

プレート 50 a とクラッチディスク 50 b 間のクリアランス（ガタ）を詰めるために、前述したように所定のガタ詰め時間  $t_F$  だけガタ詰め操作を行う。このガタ詰め操作は、第 2 クラッチ 17 の無効ストロークを解消するためのものであることから、図 10（c）に示すようにその動作が最も速くなるようデューティ率  $D_C$  は 100% に設定され、第 2 クラッチ 17 には、ライン圧の作動油が供給される。これにより、結合側の油圧は、図 10（d）の油圧線図（結合側エレメントの曲線を参照）に示すように徐々に増加することになる。このガタ詰め時間  $t_F$  は、学習によって補正されるものであり、ガタ詰め時間  $t_F$  が経過したら、次にステップ S 42 を実行する。

#### 【0042】

ステップ S 42 では、エンジン 1 からタービン 30 に伝達されるタービントルク  $T_T$  の演算を行う（出力トルク検出）。このタービントルク  $T_T$  を求めることにより、ガタ詰め時間  $t_F$  経過後において結合側の第 2 クラッチ 17 に供給すべき油圧を設定することができる。このタービントルク  $T_T$  の演算では、図 9 のフローチャートで示すサブルーチンを実行する。

#### 【0043】

図 9 のステップ S 90 では、先ず、現在の  $A/N$ （一吸気行程当たりの吸気量）を読み込む。この  $A/N$  は、エアフローセンサ 9 a からの入力情報に基づいて算出される。そして、次のステップ S 92 において、現在のタービン回転速度  $N_T$  とエンジン回転速度  $N_E$  とをそれぞれ  $N_T$  センサ 7 と  $N_E$  センサ 39 とらの入力情報に基づいて読み込む。

#### 【0044】

ステップ S 94 では、ステップ S 90 で読み込んだ現在の  $A/N$  からエンジン 1 が出力するエンジントルク  $T_E$  を算出する。このエンジントルク  $T_E$  は次式（A1）で示すように  $A/N$  の関数で表される。

$$T_E = f(A/N) \cdots (A1)$$

なお、ここでは、エンジントルク  $T_E$  を求めるために  $A/N$  を用いるようにしたが、 $A/N$  の代わりにスロットルセンサ 9 によって検出されるスロットル開度  $\theta_{TH}$  とエンジン回転速度  $N_E$  等を用い、これらの値に基づいてエンジントルク  $T_E$

を求めるようにしてもよい。

#### 【0045】

次のステップS96では、ステップS92で読み込んだ現在のタービン回転速度 $N_T$ とエンジン回転速度 $N_E$ とからスリップ率 $e$ を次式(A2)から算出する。

$$e = N_T / N_E \cdots (A2)$$

そして、次のステップS98において、このスリップ率 $e$ に基づき、次式(A3)からエンジントルク $T_E$ とタービントルク $T_T$ とのトルク比 $t$ を算出する。

#### 【0046】

$$t = f(e) \cdots (A3)$$

最後に、ステップS100において、トルク比 $t$ とエンジントルク $T_E$ とに基づいて次式(A4)からタービントルク $T_T$ を算出する。

$$T_T = t \times T_E \cdots (A4)$$

以上のようにしてタービントルク $T_T$ を求めたら、次にステップS43に進む。

#### 【0047】

このステップS43は、ガタ詰め時間 $t_P$ 経過後に第2クラッチ17の第2ソレノイド弁71に出力するデューティ率 $D_C$ を初期デューティ率 $D_{A1}$ に設定するステップである。この初期デューティ率 $D_{A1}$ は、実験等によって予めECU6に記憶されたタービントルク $T_T$ と初期デューティ率 $D_{A1}$ との関係を示すマップ(図示せず)に基づいて設定される。このマップによりタービントルク $T_T$ に応じた初期デューティ率 $D_{A1}$ が設定されたら、次にステップS44に進む。

#### 【0048】

ステップS44では、結合側の第2クラッチ17に供給する油圧のデューティ率 $D_C$ を上述のようにして求めた初期デューティ率 $D_{A1}$ とする。これにより、第2クラッチ17には、タービントルク $T_T$ に応じた油圧、つまり、第2クラッチ17のクラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの回転速度差を速やかに低減させるのに十分な油圧が供給されることになる。そして、クラッチプレート50aとクラッチディスク50bとの係合が開始され、それらの回転速度差が低減され始めると、図10に示すように、タービン30の回転速度 $N_T$ が2速

段での同期回転速度 $N_{TJ}$ から3速段での同期回転速度 $N_{TJ}$ に向けて低下し始める。

#### 【0049】

ステップS46では、このように低下し始めたタービン回転速度 $N_T$ と2速段での同期回転速度 $N_{TI}$ との偏差( $N_{TI}-N_T$ )が所定値 $\Delta N_B$ (例えば、50 rpm)以上になったか否かが判別される。判別結果がNo(否定)で偏差( $N_{TI}-N_T$ )が所定値 $\Delta N_B$ に満たない場合には、ステップS42に戻ってタービントルク $N_T$ の演算を行い、ステップS43を経てステップS44においてデューティ率 $D_C$ をデューティ率 $D_{A1}$ に保持し続ける。

#### 【0050】

一方、ステップS46の判別結果がYes(肯定)で偏差( $N_{TI}-N_T$ )が所定値 $\Delta N_B$ 以上である場合には、次にステップS48に進む。なお、この偏差( $N_{TI}-N_T$ )が所定値 $\Delta N_B$ に達した時点を図10に示すように便宜上SB時点とする。

ステップS48～ステップS52はフィードバック制御を実施するための準備期間である。まず、ステップS48では、改めてタービントルク $T_T$ の演算を実施し、次のステップS50に進む。なお、ステップS48の演算はステップS42と同様であるので説明を省略する。

#### 【0051】

ステップS50では、フィードバック制御開始時の基準デューティ率 $D_{A2}$ を設定する。この基準デューティ率 $D_{A2}$ は、実験等により決定され予めECU6に記憶された、タービントルク $T_T$ と基準デューティ率 $D_{A2}$ との関係を示すマップ(図示せず)に基づいて設定される。

このマップにより基準デューティ率 $D_{A2}$ が設定されたら、次にステップS51に進み、変速開始時のタービン回転速度 $N_T$ と変速後の3速段でのタービンの同期回転速度 $N_{TJ}$ との回転速度差( $N_T-N_{TJ}$ )に基づいてデューティ率補正量 $\Delta D_A$ を設定する。このデューティ率補正量 $\Delta D_A$ は、図6に実線又は2点差線で示すようなマップに基づいて設定する。

#### 【0052】

図6に実線又は2点差線で示すように、デューティ率補正量 $\Delta D_A$ は、回転速度差 $(N_T - N_{TJ})$ が小さい領域では大きく、回転速度差 $(N_T - N_{TJ})$ が所定値 $N_X$ 以上になると、回転速度差 $(N_T - N_{TJ})$ が大きくなるほど小さくなるように設定されている。これは、一般に、車速が高いほど、即ち、回転速度差 $(N_T - N_{TJ})$ が大きいほど、摩擦係合要素の結合に時間がかかる傾向にあり、逆にいえば、車速が低く回転速度差 $(N_T - N_{TJ})$ が小さいほど、摩擦係合要素の結合に要する時間が短くてすむ傾向にあるためである。

#### 【0053】

また、この補正量 $\Delta D_A$ は、後述のように、基準デューティ率 $D_{A2}$ に加算補正されるが、基準デューティ率 $D_{A2}$ の設定のよっては、補正量 $\Delta D_A$ が常に0以上の値を取るように設定されたり（図6の実線参照）、或いは、負の値を取るように設定されたりする（図6の2点差線参照）。

補正量 $\Delta D_A$ を設定したら、次にステップS52に進む。

#### 【0054】

ステップS52では、基準デューティ率 $D_{A2}$ とデューティ率学習値 $D_{AL}$ と補正量 $\Delta D_A$ とに基づき、開始供給油圧に係るフィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ を次式（B1）から算出する（供給油圧設定手段）。

$$D_{U1} = D_{A2} + D_{AL} + \Delta D_A \cdots (B1)$$

ここで、デューティ率学習値 $D_{AL}$ はフィードバック制御開始時における基準デューティ率 $D_{A2}$ を適正值に補正する値であり、後述するように、学習により設定補正される。

#### 【0055】

次のステップS62以降は、フィードバック制御を実施するステップであり、まず、ステップS62では、結合側のデューティ率 $D_C$ を改めてフィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ に設定する。次のステップS64では、現在の車速 $V$ を車速センサ8からの入力信号に基づいて算出する。そして、ステップS66において、目標タービン速度変化率 $N_T'(V)$ を求める。この目標タービン速度変化率 $N_T'(V)$ は、車速 $V$ の一次関数で表されるものであり、この目標タービン速度変化率 $N_T'(V)$ と車速 $V$ との関係は、変速が所定の変速時間 $t_{SFT}$ （例え

ば、0.7 sec) で完了すべく実験等により設定され、予め ECU 6 にマップとして記憶されている。従って、ここでは、このマップから現在の車速  $V$  に対応する目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  を読み取る。アップシフト時には、目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  は負の値で示され、この値は車速  $V$  が大きくなるほど負の方向に増加し、その変化勾配が大きくなる。

#### 【0056】

次のステップ S 6 8 は、変速が終了に近づいたか否かを判別するステップであり、タービン回転速度  $N_T$  と変速後の 3 速段での同期回転速度  $N_{TJ}$  との差 ( $N_T - N_{TJ}$ ) が所定値  $\Delta N_C$  以下であるか否かが判別される。判別結果が  $N_o$  (否定) の場合には、未だ変速は終了に近づいていないと判定でき、この場合には、次にステップ S 6 9 に進む。

#### 【0057】

ステップ S 6 9 では、現在のタービン速度変化率  $N_T'$  をタービン速度  $N_T$  の実測値に基づき算出する。そして、ステップ S 7 0 において、その現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が、ステップ S 6 6 において求めた目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  の負側の所定の許容値  $X_1$  (例えば、 $3 \text{ REV/s}^2$ ) の範囲以下であるか否かが判別される。ステップ S 7 0 の判別結果が  $Y_e s$  (肯定) で現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  の所定の許容値  $X_1$  の範囲以下の場合には、第 2 クラッチ 17 に供給する作動油圧が高く係合が速すぎると判定でき、このときには、次のステップ S 7 2 において、フィードバック制御デューティ率  $D_{U1}$  を所定の修正値  $\alpha$  だけ小さくする ( $D_{U1} = D_{U1} - \alpha$ )。これにより、第 2 クラッチ 17 に供給される作動油圧が減少し、現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  に近づくことになる。一方、ステップ S 7 0 の判別結果が  $N_o$  (否定) で現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  の負側の所定の許容値  $X_1$  の範囲より大きい場合には、次にステップ S 7 4 に進む。

#### 【0058】

ステップ S 7 4 では、今度は、現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が目標タービン速度変化率  $N_T'(V)$  の正側の所定の許容値  $X_1$  の (例えば、 $3 \text{ REV/s}^2$



）の範囲以上であるか否かが判別される。判別結果がY e s（肯定）で現在のタービン速度変化率 $N_T'$ が目標タービン速度変化率 $N_T'$ （V）の所定の許容値 $X_1$ の範囲以上の場合には、第2クラッチ17に供給する作動油圧が低く係合が遅いと判定でき、次のステップS72において、フィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ を所定の修正値 $\alpha$ だけ大きくする（ $D_{U1} = D_{U1} + \alpha$ ）。一方、ステップS74の判別結果がN o（否定）で現在のタービン速度変化率 $N_T'$ が目標タービン速度変化率 $N_T'$ （V）の正側の所定の許容値 $X_1$ の範囲より小さい場合には、次にステップS78に進む。

#### 【0059】

ステップS78では、ステップS70とステップS74の双方の判別結果により、現在のタービン速度変化率 $N_T'$ が、負側と正側の所定の許容値 $X_1$ の範囲内にあり、目標タービン速度変化率 $N_T'$ （V）にはほぼ等しい値と判定できることから、フィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ を修正しない（ $D_{U1} = D_{U1}$ ）。ステップS72、ステップS76あるいはステップS78を実行したら、ステップS62に戻り、デューティ率 $D_C$ に修正したフィードバック制御デューティ率 $D_{U1}$ を再設定する。この $D_{U1}$ の再設定は、ステップS68での判別結果がN o（否定）でタービン回転速度 $N_T$ と変速後の3速段での同期回転速度 $N_{TJ}$ との差（ $N_T - N_{TJ}$ ）が所定値 $\Delta N_C$ より大きい値である限り繰り返し実施され、これによりフィードバックが行われる。

#### 【0060】

フィードバック制御が進行し、ステップS68の判別結果がY e s（肯定）でタービン回転速度 $N_T$ と変速後の3速段でのタービン回転速度 $N_{TJ}$ との差（ $N_T - N_{TJ}$ ）が所定値 $\Delta N_{TC}$ 以下となったら、変速が終了に近づいたと判定でき、この場合には、次にステップS80に進む。尚、このタービン回転速度 $N_T$ と変速後の3速段でのタービン回転速度 $N_{TJ}$ との差（ $N_T - N_{TJ}$ ）が所定値 $\Delta N_C$ 以下となった時点を図10に示すようにFF時点とする。

#### 【0061】

ステップS80では、結合側のデューティ率 $D_C$ を所定時間 $t_{E1}$ に亘りデューティ率 $D_E$ とする。このデューティ率 $D_E$ は、フィードバック制御デューティ率 $D$

$U_1$ よりも適当に高いデューティ率である。

そして、所定時間  $t_{E1}$  が経過したら、ステップ S 8 2 に進み、その後の所定時間  $t_{E2}$  は、次式 (C 2) のように結合側のデューティ率  $D_C$  を所定の勾配  $\gamma$  で上昇させる。

【0062】

$$D_C = D_E + \gamma \cdot t_t \cdots (B 2)$$

なお、 $t_t$  は、F F 時点から所定時間  $t_{E1}$  だけ経過した時点をもととした経過時間を示す。

さらに、この所定時間  $t_{E2}$  が経過したら、最後にステップ S 8 4 においてデューティ率  $D_C$  を 100% にする。

【0063】

このように、変速の終了間際において、結合側のデューティ率  $D_C$  を所定時間  $t_{E1}$  に亘ってフィードバック制御デューティ率  $D_{U1}$  よりも適当に高いデューティ率  $D_E$  とし (ステップ S 8 0)、その後、さらに、結合側のデューティ率  $D_C$  を所定の勾配  $\gamma$  で上昇させた (ステップ S 8 2) うえで、デューティ率  $D_C$  を 100% にする (ステップ S 8 4) ので、デューティ率  $D_C$  を 100% にしたときに発生するシフトショックを削減することができる。

【0064】

そして、変速終了時点 (S F 時点) となったら、第 2 クラッチ 17 は完全に係合することになり、一連の 2-3 アップシフトは終了する。

以上のように、結合側制御が実施されてデューティ率  $D_C$  のフィードバック制御が行われることにより、常時監視される現在のタービン速度変化率  $N_T'$  が目標タービン速度変化率  $N_T'$  (V) から外れるような場合でも、デューティ率  $D_C$  を決定するフィードバック制御デューティ率  $D_{U1}$  が修正され、結合側の第 2 クラッチ 17 に供給される作動油圧が適正に加減制御され、良好かつ速やかな変速が達成される。

【0065】

結合側制御を実行したら、図 7 の L F アップシフト制御のルーチンに戻り、ステップ S 17 を実行する。ステップ S 17 では、アップシフトが終了したか否か

(タービン回転速度 $N_T$ が3速段での同期回転速度 $N_{TJ}$ に到達したか否か)を判別する。判別結果が $N_o$ (否定)でアップシフトが未だ終了していない場合には解放側制御及び結合側制御を継続する。一方、判別結果が $Y e s$ (肯定)でアップシフトが終了したと判定された場合には、次にステップS18に進む。

#### 【0066】

ステップS18～ステップS24は各種の学習、つまりガタ詰め時間 $t_F$ 、油圧解放時間 $t_R$ 及びデューティ率学習値 $D_{AL}$ の学習を行うステップである。これらのガタ詰め時間 $t_F$ 、油圧解放時間 $t_R$ 及びデューティ率学習値 $D_{AL}$ の学習は、例えば特許文献1に記載されているように、いずれも公知の技術で実施することができるのでここでは説明を省略する。

このように各学習を終えたら、一連の2-3アップシフト制御を終了する。

#### 【0067】

以上のような構成により、本発明の一実施形態に係るLFアップシフト時の結合側制御においては、結合側の摩擦係合要素、つまり第2クラッチ17に供給する作動油圧のデューティ率 $D_C$ を回転速度差( $N_T - N_{TJ}$ )に応じたデューティ率補正量 $\Delta D$ により補正処理したうえで設定するので、第二摩擦係合要素を係合させるタイミングを、回転速度差( $N_T - N_{TJ}$ )、即ち、車速に応じて最適なものに設定できる。

#### 【0068】

つまり、出力トルクが所定値以下の状況でのアップシフト切替(リフトフットアップシフト)の場合、変速前と変速後とのタービン側の回転速度差( $N_T - N_{TJ}$ )は、車速に応じて異なり、この回転速度差( $N_T - N_{TJ}$ )に応じて、摩擦係合要素を係合させる最適タイミングも異なる。

これに対し、本装置では、供給油圧設定手段では、デューティ率補正量 $\Delta D$ により補正処理した上でデューティ率 $D_C$ を設定するので、前記第二摩擦係合要素を係合させるタイミングを、車速に応じて最適なものに設定でき、第二摩擦係合要素の係合タイミングが早すぎる場合における駆動系のショックや、第二摩擦係合要素の係合タイミングが遅すぎる場合における駆動系のショック及び車両の突き出し感などの発生を抑制することができる、

例えば、図11の(a1)～(d1), (a2)～(d2)は、本発明を適用しない場合のLFアップシフト[(a1), (a2)参照]による低車速時、高車速時の各時間変化の一例を示す。ここでは、初期油圧を車速の高速時の同期タイミングに合わせており[(d1), (d2)参照]、このため、低速時に、初期係合圧が低すぎることになり、(c1)に示すように同期タイミングよりも遅れて係合し始めることから、(b1)に示すようにトルクショックを招く。これに対して、本装置によれば、図11の(c3), (d3)に示すように、デューティ率補正量 $\Delta D_A$ により増加補正処理した上でデューティ率 $D_C$ を設定する[(d3)参照]ので、低速時に、初期係合圧が適当に増加され、(c3)に示すように同期タイミングに合わせて係合し始めるため、トルクショックを招くことなく、スムーズに変速が行なわれる。

#### 【0069】

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明はかかる実施形態に限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で種々変形して実施することができる。

例えば、上記実施形態では、2-3アップシフト変速制御について例示したが、1-2アップシフト、3-4アップシフト等についても上記変速制御は同様に実行される。

#### 【0070】

また、上記実施形態では、前進4段が達成可能な自動変速機2について説明したが、上記各制御は少なくとも前進2段以上の変速段を有する自動変速機であれば同様に適用することが可能である。

#### 【0071】

##### 【発明の効果】

以上詳述したように、本発明の自動車用自動変速機の変速制御装置によれば、内燃機関の出力が所定値以下の状況でのアップシフト切替(リフトフットアップシフト)の際に、供給油圧設定手段が、第一変速段から第二変速段へ切り替えた場合の流体継手の入力側の回転速度差に応じて第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧を設定するので、第二摩擦係合要素を係合させるタイミングを、車速に

応じて最適なものに設定でき、第二摩擦係合要素の係合タイミングが早すぎる場合における駆動系のショックや、第二摩擦係合要素の係合タイミングが遅すぎる場合における駆動系のショック及び車両の突き出し感などの発生を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態に係る変速制御装置が適用されるパワープラント及びトルクコンバータの油圧制御回路の概略構成図である。

【図 2】

ダンパクラッチの制御領域を示したマップである。

【図 3】

図 1 の変速機本体内のギヤトレーンの概略構成図である。

【図 4】

図 3 のギヤトレーンの摩擦係合要素の油圧制御回路の概略構成図である。

【図 5】

図 3 のギヤトレーンの摩擦係合要素であるクラッチまたはブレーキを示す断面図である。

【図 6】

本発明の一実施形態における第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧の補正項の特性を説明する図（マップ）である。

【図 7】

図 1 の ECU（電子制御ユニット）が実行するリフトフットアップシフト制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図 8】

図 7 に示す結合側制御のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 9】

図 8 に示すタービントルク  $T_T$  演算のサブルーチンを示すフローチャートである。

【図 10】

タービン回転速度 $N_T$ 、解放側ソレノイド弁のデューティ率 $D_R$ 、結合側ソレノイド弁のデューティ率 $D_C$ 及び解放側と結合側のそれぞれの摩擦係合要素に供給される油圧の時間的变化を示す図である。

【図 11】

本発明の効果を説明する図であって、スロットル開度、トルク、タービン回転速度、結合側の摩擦係合要素に供給される油圧のそれぞれに関するタイムチャートであり、(a1)～(d1)及び(a2)～(d2)は初期油圧を高速時に合わせた場合の従来例の低車速時、高車速時の各時間変化の一例を示し、(c3)～(d3)は本発明を適用した低車速時の各時間変化の一例を示す。

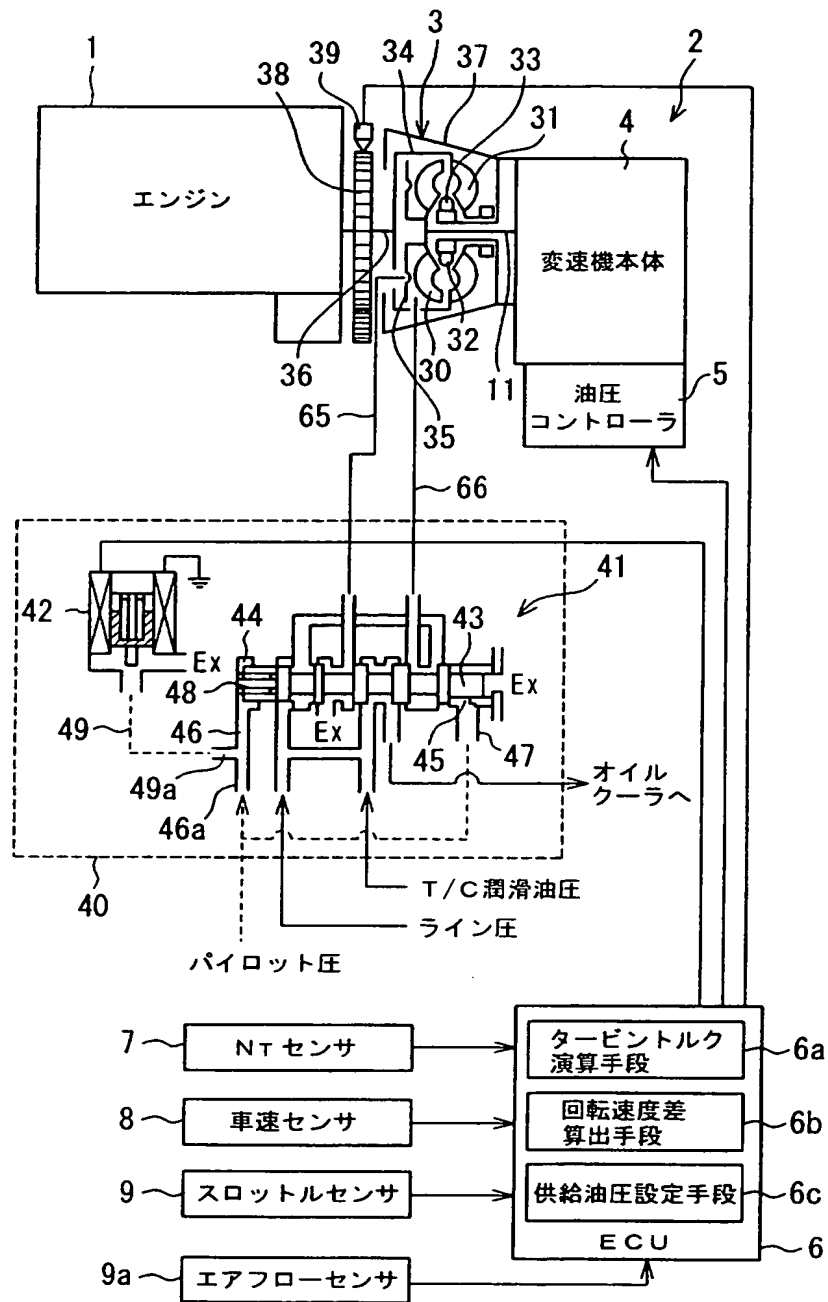
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 自動変速機
- 3 トルクコンバータ（流体継手）
- 4 変速機本体
- 5 油圧コントローラ
- 6 ECU（電子制御ユニット）
- 6a タービントルク演算手段
- 6b 回転速度差算出手段
- 6c 供給油圧設定手段
- 7  $N_T$ センサ
- 8 車速センサ
- 9 スロットルセンサ
- 9a エアフローセンサ
- 10 変速機構
- 15 第1クラッチ
- 17 第2クラッチ（第二摩擦係合要素）
- 19 第3クラッチ
- 22 第1ブレーキ
- 23 第2ブレーキ（第一摩擦係合要素）

- 3 0 タービン
- 3 5 ダンパクラッチ (ロックアップクラッチ)
- 4 1 ダンパクラッチコントロールバルブ
- 4 2 ダンパクラッチソレノイド弁

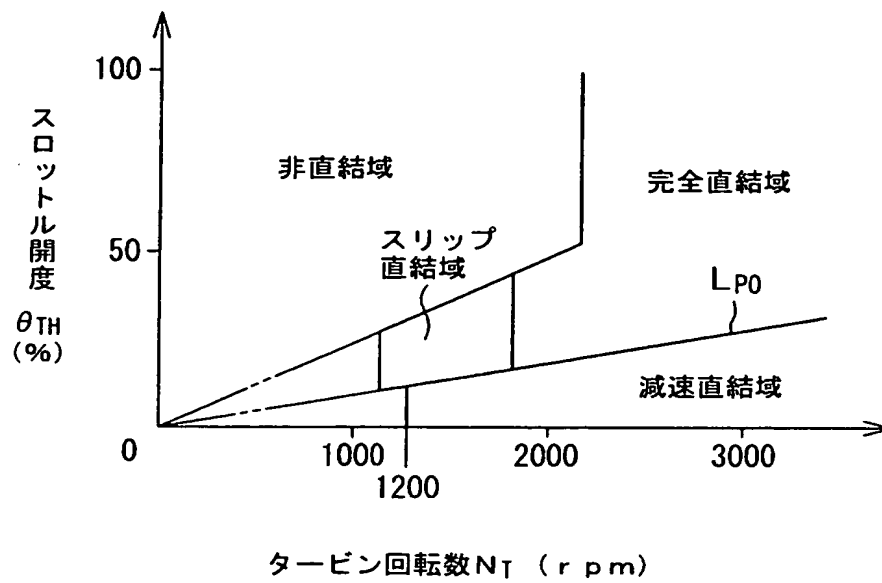
【書類名】 図面

【図 1】

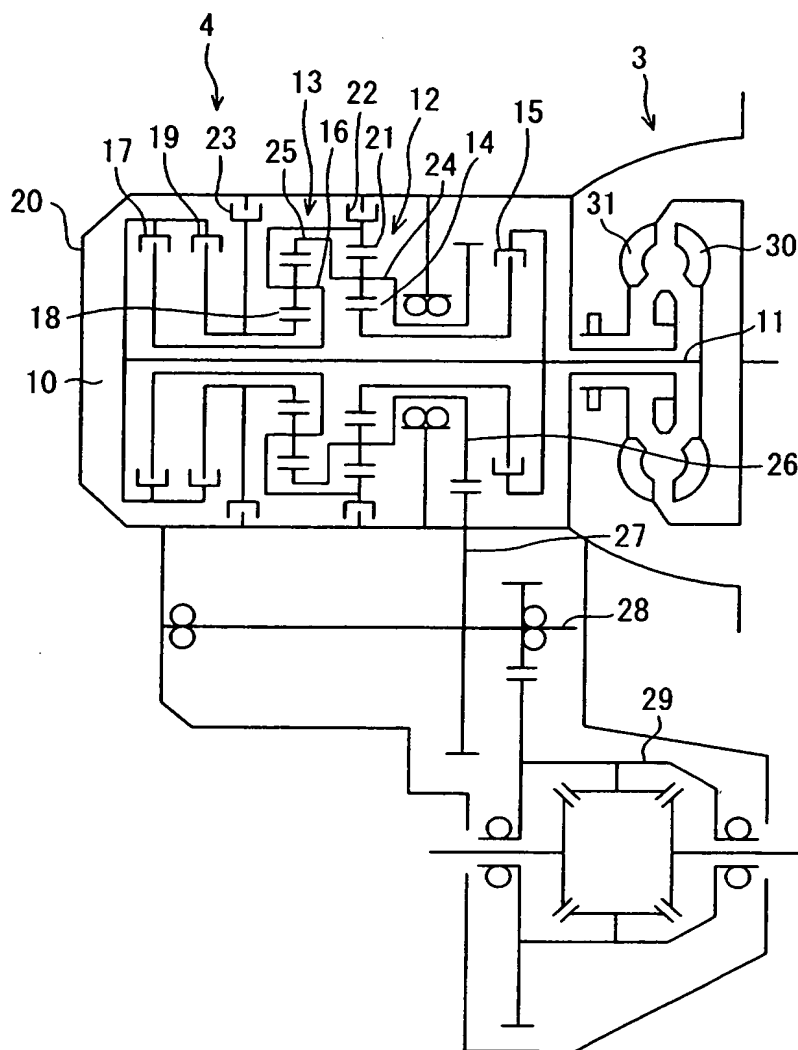




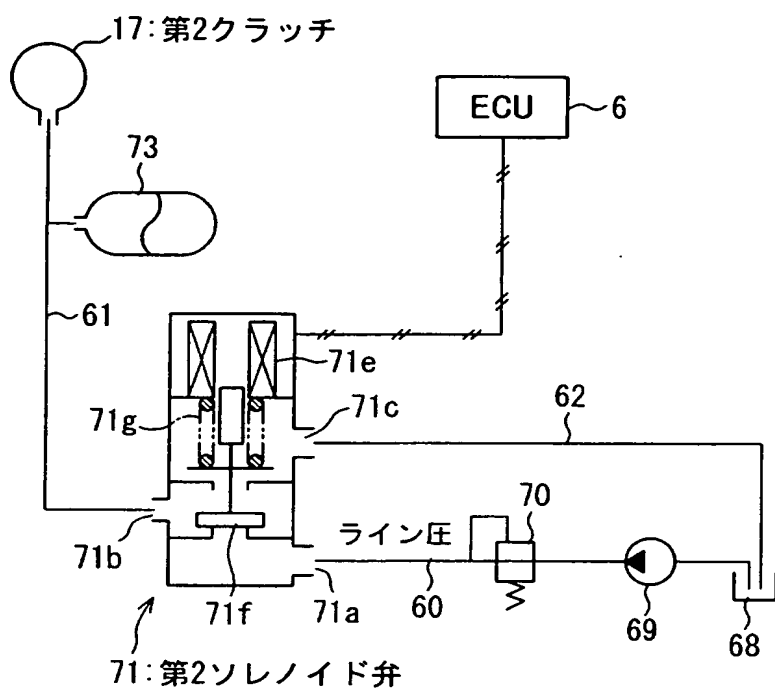
【図 2】



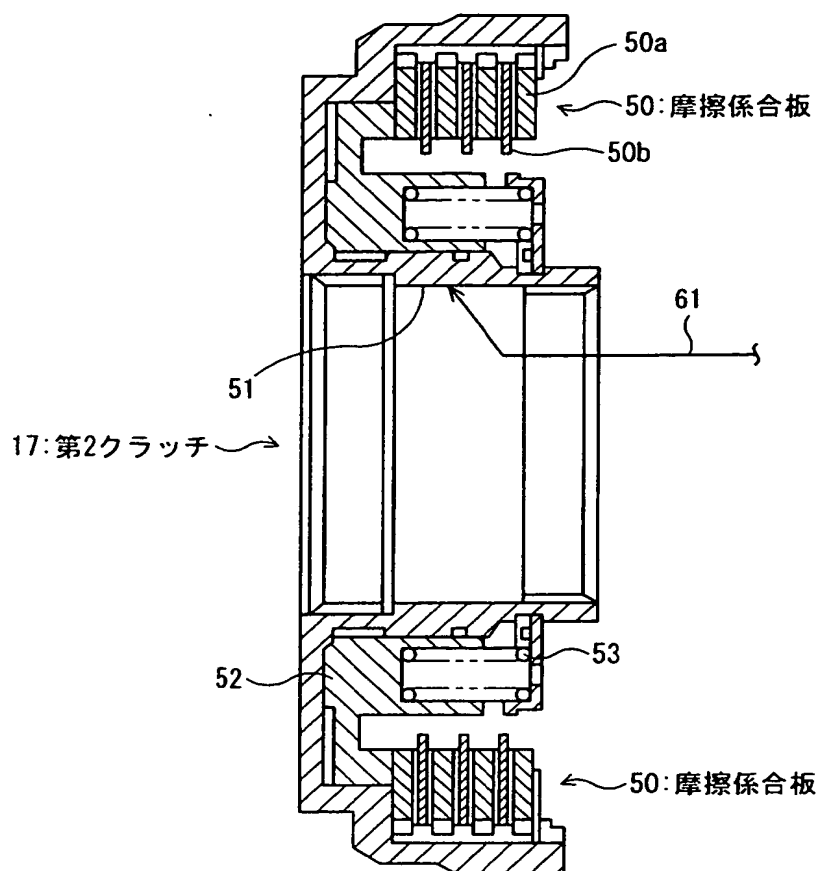
【図 3】



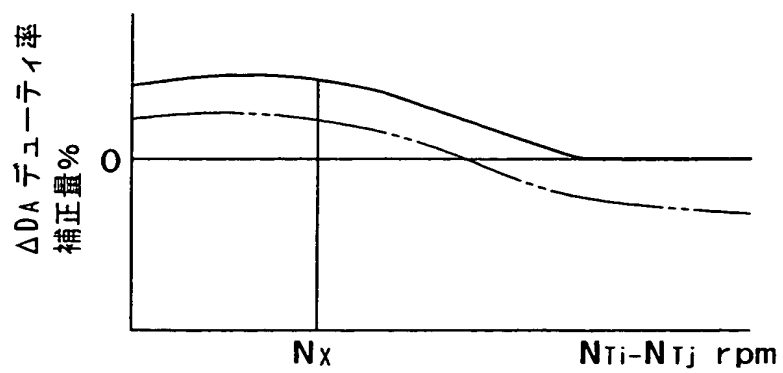
【図 4】



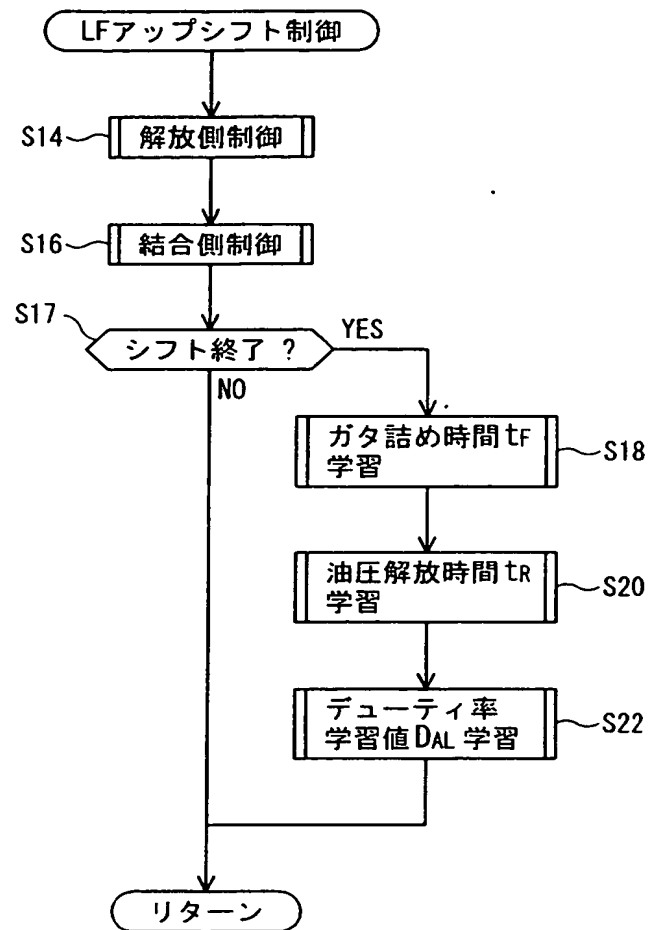
【図 5】



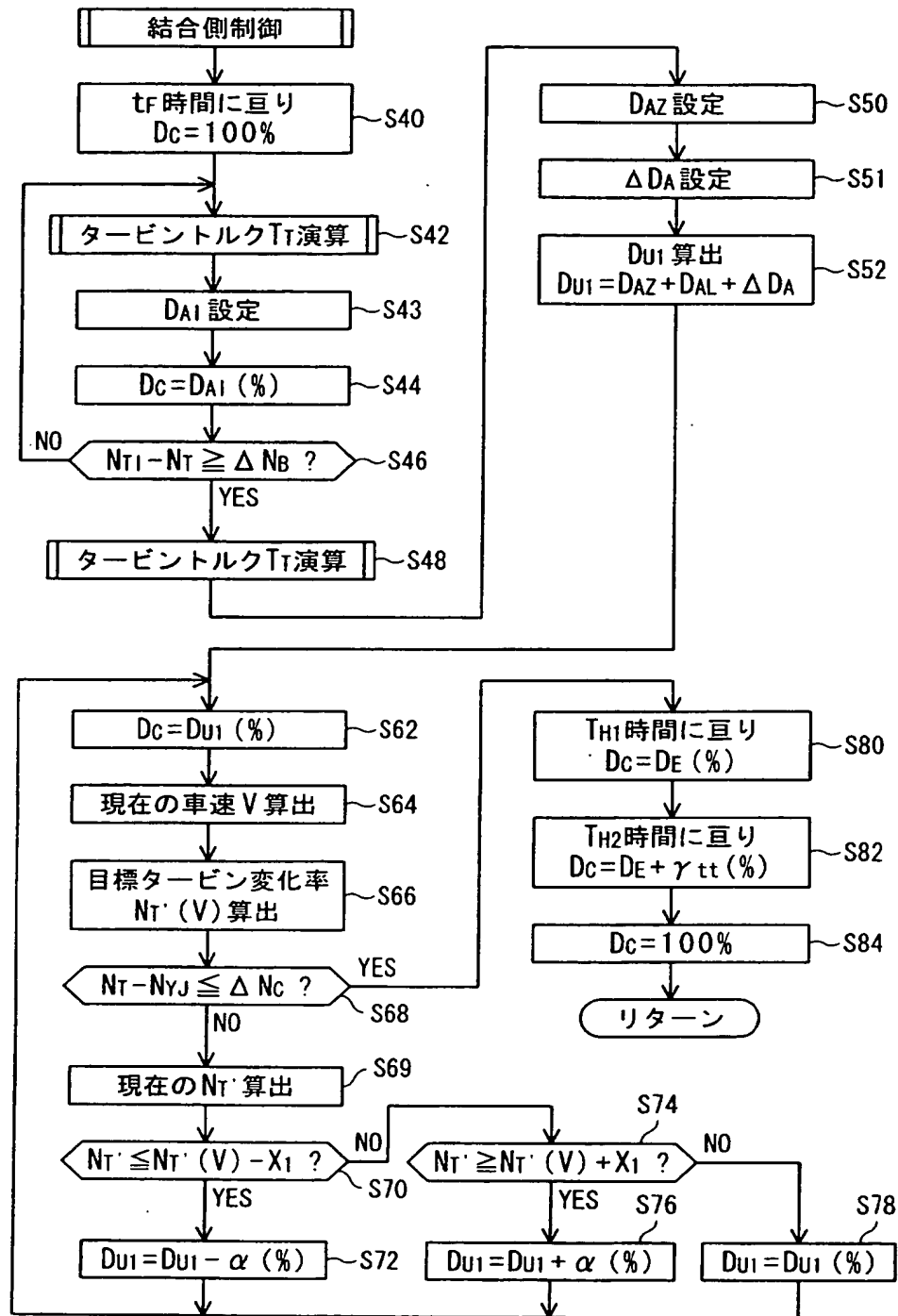
【図 6】



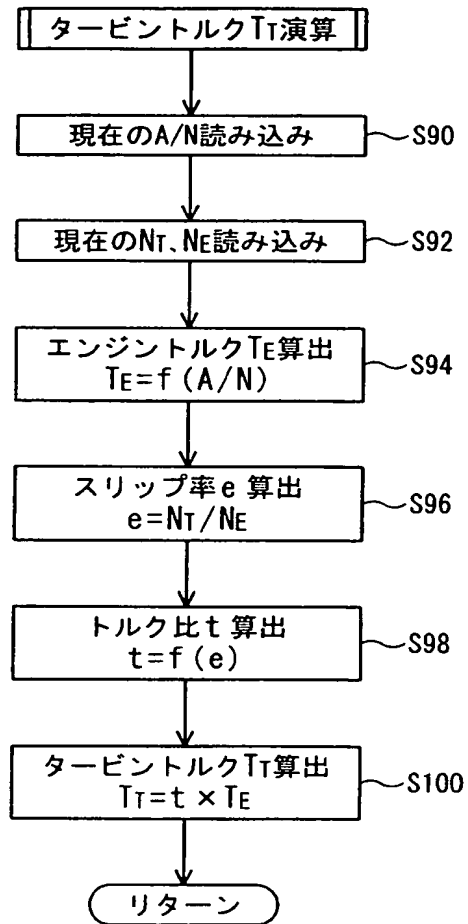
【図 7】



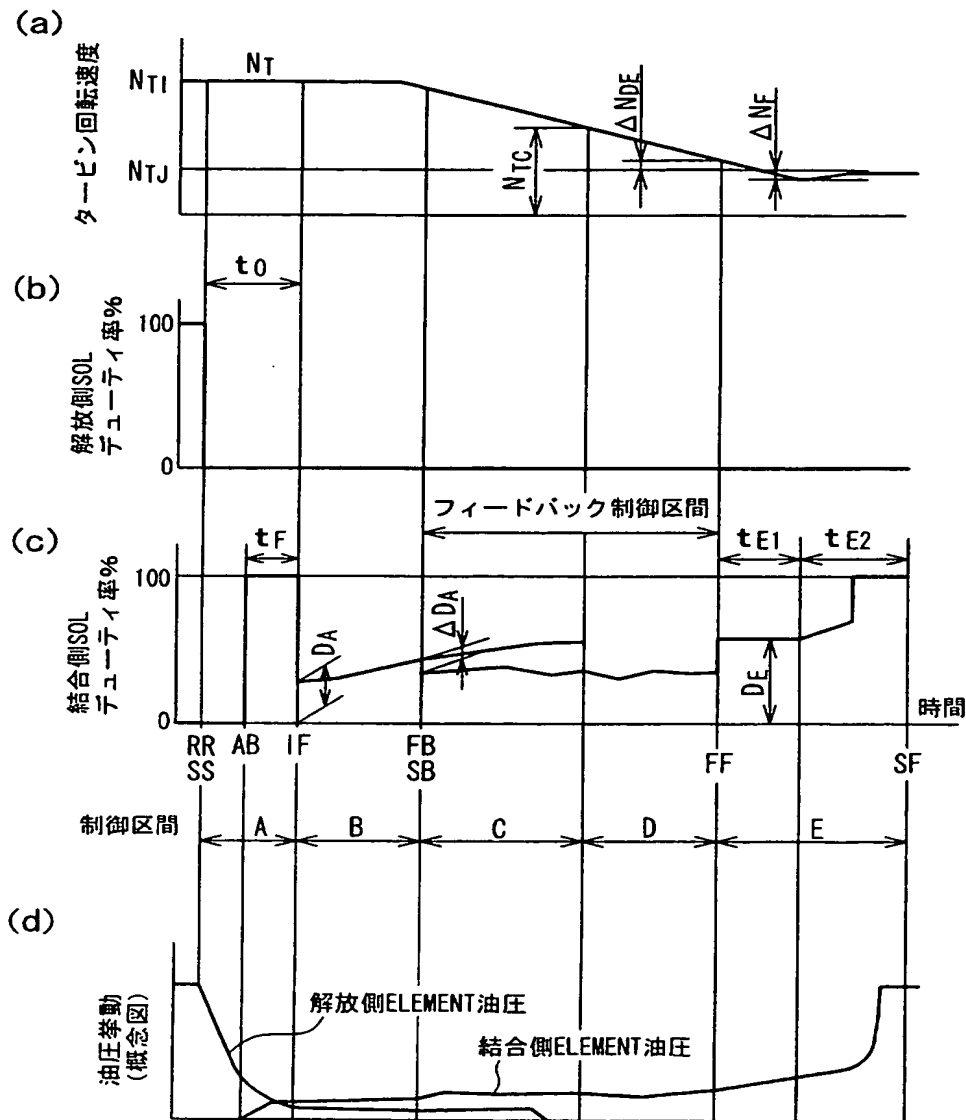
【図 8】



【図 9】



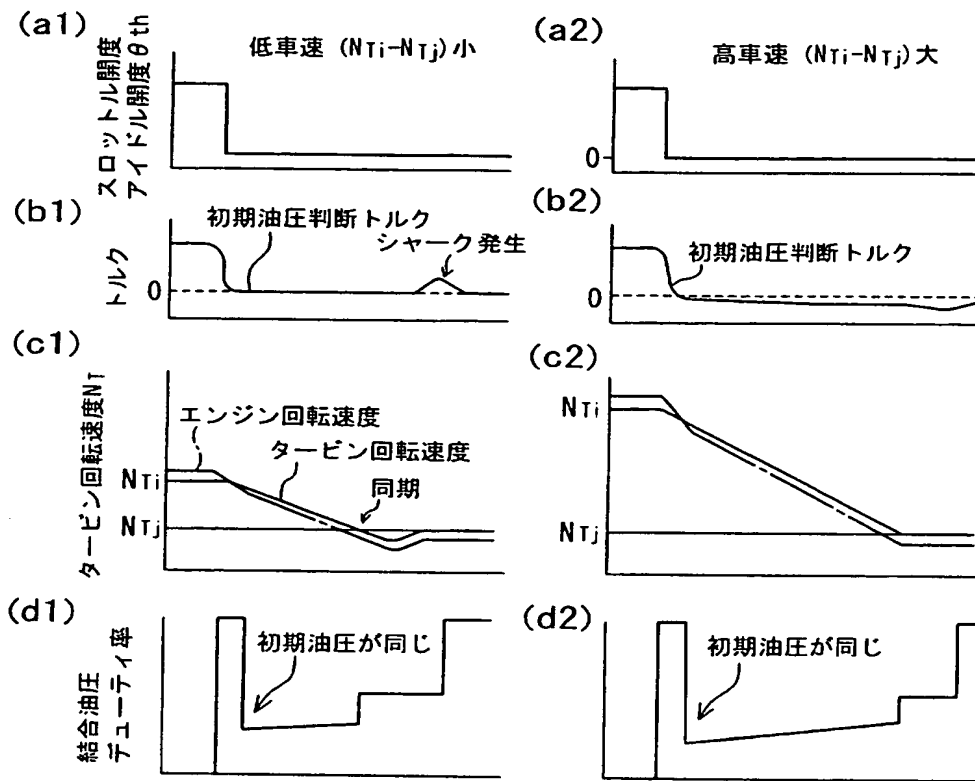
【図10】



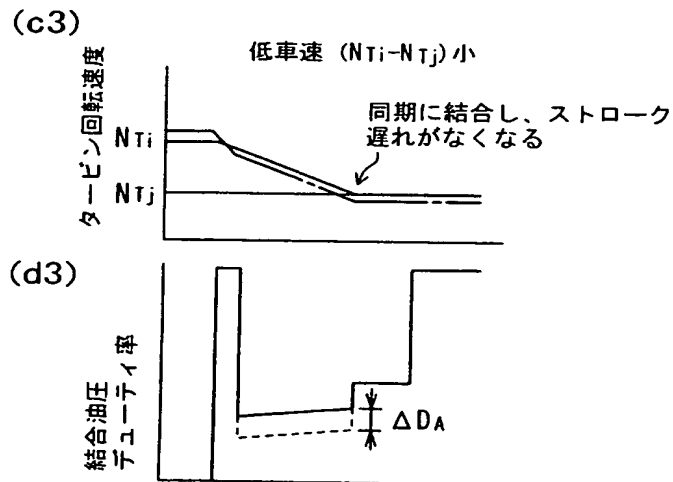


【図 11】

本発明適用なし



本発明適用



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 自動車用自動変速機の変速制御装置に関し、リフトフットアップシフト時に油圧式結合側摩擦係合要素の係合を車速に応じて円滑に行えるようにする。

【解決手段】 変速段切替時には、歯車変速機構の第一摩擦係合要素への油圧を解放して係合解除する一方、第二摩擦係合要素に油圧を供給してこの摩擦係合要素を係合させることにより変速段切替を達成可能として、変速段切替中、第二摩擦係合要素への供給油圧をフィードバック制御するものであって、エンジンの出力が所定値以下の状況でのアップシフト切替の場合、フィードバック制御開始直前に、車速に基づいて変速段を切り換えた場合の流体継手の入力側の回転速度差  $\Delta D_A$  を算出し（S 5 1）、第二摩擦係合要素に供給する開始供給油圧  $D_{U1}$  を回転速度差  $\Delta D_A$  に基づいて設定する（S 5 2）ように構成する。

【選択図】 図 8

【書類名】 出願人名義変更届（一般承継）

【提出日】 平成15年 4月17日

【あて先】 特許庁長官殿

【事件の表示】

    【出願番号】 特願2003- 32810

【承継人】

    【識別番号】 000231350

    【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【承継人代理人】

    【識別番号】 100092978

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 真田 有

    【電話番号】 0422-21-4222

【提出物件の目録】

    【物件名】 商業登記簿謄本 1

    【援用の表示】 平成15年4月17日付提出の特願2002-2914  
19の手續補足書に添付のものを援用する。

【プルーフの要否】 要

## 認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2003-032810
受付番号	50300642087
書類名	出願人名義変更届 (一般承継)
担当官	吉野 幸代 4243
作成日	平成15年 5月28日

## &lt;認定情報・付加情報&gt;

## 【承継人】

【識別番号】	000231350
【住所又は居所】	静岡県富士市今泉700番地の1
【氏名又は名称】	ジャトコ株式会社
【承継人代理人】	申請人
【識別番号】	100092978
【住所又は居所】	東京都武蔵野市吉祥寺本町1丁目10番31号 吉祥寺広瀬ビル5階 真田特許事務所
【氏名又は名称】	真田 有

次頁無

特願 2 0 0 3 - 0 3 2 8 1 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 5 0 2 3 4 1 5 9 1 ]

1. 変更年月日

2 0 0 2 年 9 月 1 9 日

[変更理由]

新規登録

住 所

京都府船井郡八木町大字室橋小字山田 1 0 番地の 1

氏 名

ダイヤモンドマチック株式会社

特願 2 0 0 3 - 0 3 2 8 1 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [ 0 0 0 2 3 1 3 5 0 ]

1. 変更年月日 1 9 9 9 年 1 0 月 1 8 日  
[変更理由] 名称変更  
住所変更  
住 所 静岡県富士市吉原宝町 1 番 1 号  
氏 名 ジャトコ・トランステクノロジー株式会社
2. 変更年月日 2 0 0 2 年 4 月 1 日  
[変更理由] 名称変更  
住所変更  
住 所 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1  
氏 名 ジャトコ株式会社